

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Diplomová práce

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vysokotlaké membránové čerpadlo s pneumatickým pohonem

High Pressure Diaphragm Pump with Pneumatic Drive

Student:

Bc. Milan Zlámal

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Milan Zlámal**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Vysokotlaké membránové čerpadlo s pneumatickým pohonem**
High Pressure Diaphragm Pump With Pneumatic Drive

Zásady pro vypracování:

Zpracujte návrh hydrostatického membránového čerpadla s pneumatickým pohonem

1. Vypracujte přehled současného stavu, konstrukce, parametrů a oblasti použití membránových čerpadel
2. Vypočtete hlavní parametry čerpadla pro max. průtok $15 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ a pracovní tlak 1 MPa
3. Vypočtete hlavní rozměry pneumatického pohonu čerpadla a spotřebu vzduchu
4. Navrhněte a vypočtete pneumatický obvod pohonu čerpadla
5. Vypracujte projekt čerpadla s pneumatickým pohonem

Seznam doporučené odborné literatury:

BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. Praha : SNTL Praha, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1

BRADA, K., HAVLÍNEK, P. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Brno : NOEL 2000, Brno 2004, 296 s. ISBN 80-86020-43-6.

KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0

CHLUMSKÝ, V., LIŠKA, A. *Kompresory*. Praha: SNTL Praha, 1988. 189 str.

TIMOŠENKO, S.P. *Pružnost a pevnost II*. Praha : SNTL Praha, 1955. 254 str.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.**

Datum zadání: 11.11.2008

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 10.10.2011

.....

Milan Zlámal

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 10.10.2011

.....

Milan Zlámal

Radova 599/4

Olomouc - Nové Sady

okr. Olomouc

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZLÁMAL, M. **Vysokotlaké membránové čerpadlo s pneumatickým pohonem.** Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011. 42 s. Diplomová práce, vedoucí Kopáček, J.

Tato diplomová práce se zabývá vysokotlakým membránovým čerpadlem s pneumatickým pohonem. Teoretická část se zabývá přehledem současných membránových čerpadel, jejich konstrukcí a parametrů a oblastmi použití membránových čerpadel.

Diplomová práce se dále zabývá návrhem membránového čerpadla a výpočtem jeho hlavních parametrů. Následuje návrh pneumatického obvodu včetně výpočtu hlavních parametrů pneumatického pohonu. Součástí diplomové práce je i projekt čerpadla včetně jeho pneumatického pohonu.

Diplomová práce by mohla sloužit jako součást podkladů pro konstrukci čerpadla na zadané parametry.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZLÁMAL, M. **High Pressure Diaphragm Pump with Pneumatic Actuator.** Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2011. 42 p. Graduation theses, Head Kopáček, J.

This graduation thesis deals with high-pressure diaphragm pump with pneumatic drive. The theoretical part deals with an overview of current diaphragm pumps, their constructions and parameters and application areas of membrane pumps.

Graduation theses task it also deals with the design of diaphragm pumps and calculation of the main parameters of the pump, Follows the pneumatic circuit design, including main parameters calculation of a pneumatic actuator. The part of graduation thesis is also project of the pump and its actuator.

Graduation theses may be used as a part of supporting documents for pump construction for designed parameters.

Seznam použitého značení

D	průměr membrány	m
E	modul pružnosti	Pa
F	síla	N
H	celkový zdvih	m
Q	průtok, průtoková propustnost	$m^3.s^{-1}$
S	plocha	m^3
T	teplota	K
V	objem kapaliny nebo vzduchu	m^3
d	průměr	m
l	délka povrchové přímky	m
n	počet zdvihů	$l.min^{-1}$
p	tlak kapaliny nebo vzduchu	Pa
s	tloušťka membrány	m
v	poloviční zdvih	m
η	účinnost	$\%$
τ	smykové napětí	Pa

ÚVOD.....	10
1. MEMBRÁNOVÁ ČERPADLA.....	11
1.1 MEMBRÁNOVÁ ČERPADLA PRO VYSOKÉ TLAKY	12
1.1.1 Čerpadla do tlaku 1,5 MPa.....	12
1.1.2 Čerpadla pro tlaky nad 1,5 MPa	15
1.1.3 Použití membránových čerpadel:	18
2. HLAVNÍ PARAMETRY ČERPADLA	19
2.1 NÁVRH ROZMĚRŮ MEMBRÁNY	19
2.1.1. Návrh průměru membrány.....	20
2.1.2 Návrh zdvihu čerpadla.....	21
2.1.3 Návrh tloušťky membrány.....	21
2.1.4 Kontrola navržených rozměrů membrány.....	22
3. VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ PNEUMATICKÉHO POHONU	
 ČERPADLA A SPOTŘEBU VZDUCHU.....	23
3.1 VÝPOČET PRACOVNÍHO TLAKU PNEUPOHONU	23
3.1.1 Výpočet ploch membrány.....	23
3.1.2 Výpočet pracovního tlaku pneupohonu.....	25
3.2 VÝPOČET SPOTŘEBY VZDUCHU PNEUPOHONU	26
3.2.1 Výpočet dle rozměrů čerpadla	26
4. NÁVRH A VÝPOČET PNEUMATICKÉHO OBVODU POHONU ČERPADLA	27
4.1 NÁVRH PRVKŮ OBVODU	27
4.1.1 Zdroj tlakového vzduchu.....	27
4.1.2 Hadice a šroubení.....	28
4.1.3 Prvky pro řízení průtoku a tlaku tlakového vzduchu	28
4.1.4 Prvky pro úpravu tlakového vzduchu.....	28
4.2 VÝPOČET OBVODU	29
4.2.1 Přepočet spotřeby vzduchu pneupohonu na normálový průtok.....	32
4.2.2 Metodika výpočtu.....	32
4.2.3 Postup výpočtu obvodu	33

4.2.4 Tabulkové zpracování výpočtu.....	34
4.2.5 Vysvětlivky a přehled výsledků výpočtů.....	34
4.2.6 Přehled výsledků výpočtů.....	36
4.3 NÁVRH ELEKTROPNEUMATICKÉHO OBVODU ROZVADĚČE	36
5. PROJEKT ČERPADLA S PNEUMATICKÝM POHONEM.....	37
6. ZÁVĚR	37
7. POUŽITA LITERATURA.....	39
SEZNAM PŘÍLOH.....	41

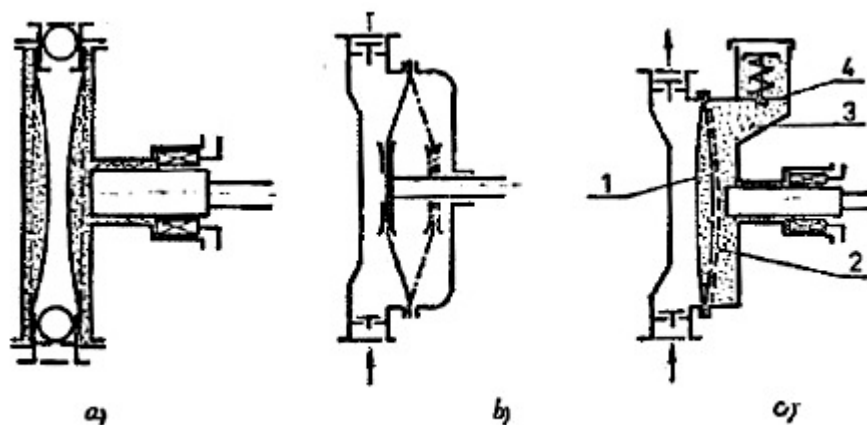
Úvod

Diplomová práce se zabývá řešením vysokotlakého membránového čerpadla, převážně návrhem jeho pneumatické části. Nejprve je potřeba seznámit se s přehledem současných membránových čerpadel včetně jejich konstrukcí a použití. Na základě požadovaných parametrů hydraulické části se provádí návrh části pneumatické. Je potřeba řešit návrh rozměrů membrány čerpadla, která je aktivním a dělícím prvkem mezi hydraulickou a pneumatickou částí. Dále je potřeba na základě zvolené konstrukce čerpadla řešit pneumatický pohon. Jedná se o jeho spotřebu vzduchu a tlak, který je potřeba k překonání silových účinků od čerpané kapaliny a napínajících se membrán. Dále je potřeba řešit obvod přívodu tlakového vzduchu do pohonu čerpadla. Je potřeba vyřešit prvky obvodu a celkovou průtokovou propustnost pneumatického obvodu. Na závěr je potřeba dosažené výsledky prezentovat i pomocí projektu čerpadla.

1. Membránová čerpadla

Membránová hydrostatická čerpadla jsou taková, ve kterých je změna velikosti pracovního prostoru způsobena průhybem válcové nebo kruhové membrány, uchycené po obvodu v tělese čerpadla. Tato hydrostatická čerpadla mají některé velmi cenné vlastnosti. Uplatňují se při čerpání kapalin s vysokým obsahem pevných částic, které v jiném typu čerpadla nepříznivě ovlivňují životnost ucpávky a těsnost pohyblivých částí (píst - válec). Hermeticky činný prvek - membrána je v mnoha případech nutností. Jejich význam roste úměrně s požadavkem čistoty životního prostředí a hermetičnost je předurčuje k čerpání velmi drahých, jedovatých nebo jinak nebezpečných kapalin.

Podle způsobu, jakým je realizován průhyb membrány, rozeznáváme tři typy pohonu membránových čerpadel (obr.1.1). U prvního typu čerpadla je mechanický průhyb membrány realizován pomocí klikové hřídele, která je spojena s táhlem. Poměr poloměru kliky a délky táhla bývá velký z důvodu relativně malého průhybu membrány. Při otáčení membrána osciluje a současně se místně prohýbá. Značný vliv na životnost membrány má způsob uchycení v tělese čerpadla a použitý materiál membrány.



Obr. 1.1

U druhého a třetího typu membránového čerpadla je průhyb membrány realizován pomocí kapaliny nebo stlačeného vzduchu. Membrány těchto typů čerpadel bývají kruhového (b) nebo válcového tvaru (c).

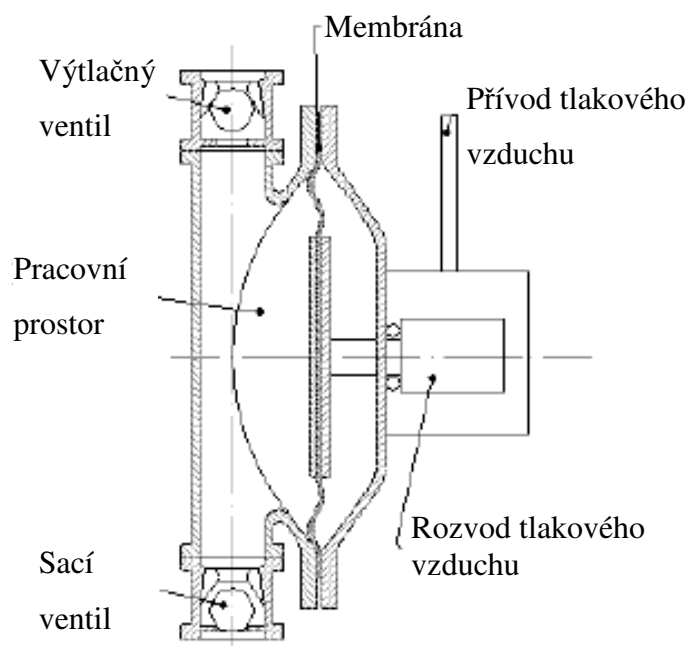
Podle teploty, tlaku a agresivity čerpaného média bývají kruhové membrány vyrobeny z nerezavějící, případně chromniklové oceli s přísadami titanu a tantalu (pro tlaky do 400 MPa a vysoké teploty) nebo z plastické látky (např. teflon – PTEE pro tlaky do 40 MPa). Životnost membrány bývá 8 až 10 tisíc provozních hodin. Válcové membrány jsou zhotoveny z plastických látek. Vzhledem k větší elasticitě teflonu vůči oceli mají hermetická čerpadla s teflonovými membránami při stejném zdvihovém objemu menší rozměry než čerpadla s membránami kovovými. Kovové membrány musí mít z důvodu citlivosti na vrubové lomy hladký povrch hlavně v místech uchycení membrány. Čerpané médium je z vnější nebo z vnitřní strany válce membrány. Prvky určující životnost čerpadla jsou ventily a membrána.

1.1 Membránová čerpadla pro vysoké tlaky

1.1.1 Čerpadla do tlaku 1,5 MPa

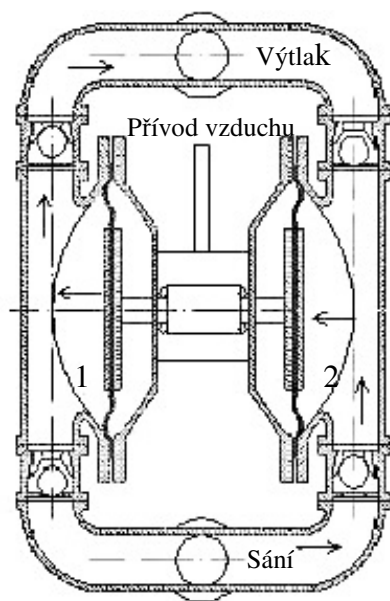
Jsou konstrukčně řešeny tak, že membrána je uchycena mezi dvěma deskami (obr. 1.2) s malým, přibližně kulovým vybráním. Desky pod membránou mají velké množství malých otvorů, s nimiž je propojen prostor pod membránou a pracovním prostorem pohonného čerpadla. Desky slouží k omezení průhybu membrány v obou směrech. Tvar vybrání odpovídá tvaru prohnuté membrány.

Z důvodů zvýšené spolehlivosti hermetických čerpadel se nejčastěji uplatňují čerpadla s dvěma nebo čtyřmi membránami.



Obr. 1.2

Hydraulické, případně pneumatické prohýbání membrány má výhodu rovnoměrného zatížení po celé ploše membrány. Pneumatický pohon membránových čerpadel se použije jako první stupeň hydraulického pohonu (multiplikátor). To znamená, že malý tlak pneumatického pohonu vyvolá vysoký tlak hydraulického mezistupně. Při takovém způsobu pohonu se dosahuje vysokých tlaků. Výhody pneumatického pohonu membránových čerpadel jsou v tom, že hydraulický systém nepotřebuje pojistný ventil. Při nepřiměřeném zvýšení tlaku v systému se pneumatický pohon zpomaluje a zastaví se až při uzavření výtlaku čerpadla. Proto má membránové čerpadlo s pneumatickým pohonem podobnou charakteristiku jako čerpadlo hydrodynamické. Tlak při nulovém průtoku odpovídá maximálnímu tlaku v pneumatickém systému.



Obr. 1.3

Nejčastěji se používají dvoumembránová dvojčinná čerpadla (obr. č.1.3), jejichž funkční princip je:

1. Vzduchovým přepouštěcím ventilem je veden tlakový vzduch do zadní části komory pod membránu. Ta působí jako oddělovací vrstva mezi stlačeným vzduchem a čerpanou kapalinou. Pracovní zdvih je dán tlakem vzduchu na celkovou plochu membrány. Narozdíl od mechanického přenosu síly pomocí hřídele použité u jiných typů čerpadel, kde dochází k jednobodovému zatížení membrány, se značně snižuje mechanické napětí na membráně a podstatně tak prodlužuje její životnost. Membrány jsou navzájem spojeny hřídelí (pístnicí), která zajišťuje pouze synchronizaci pohybu membrán. Pohyb membrány 2 od komory vytváří vakuum v komoře 2. Rozdíl tlaků v membránové komoře a v sacím potrubí umožňuje otevření kulového ventilu a nasátí média do komory. Kapalina postupně přes ventily zaplní komoru.
2. Jakmile membrána 1 dosáhne krajní polohy v komoře, vzduchový ventil přesměruje tlakový vzduch do druhé komory pod membránu 2. Membrána 2 nyní koná obrácený pohyb a spojovací hřídel táhne membránu 1 z komory. Membrána 2 způsobuje v komoře přetlak, který bezpečně uzavře sací kulový ventil a otevře výtlačný ventil. Tím dochází k vyprázdnění komory. Pohyb membrány 1 vytváří

vakuum v komoře 1, což má za následek otevření sacího ventilu a naplnění komory médiem.

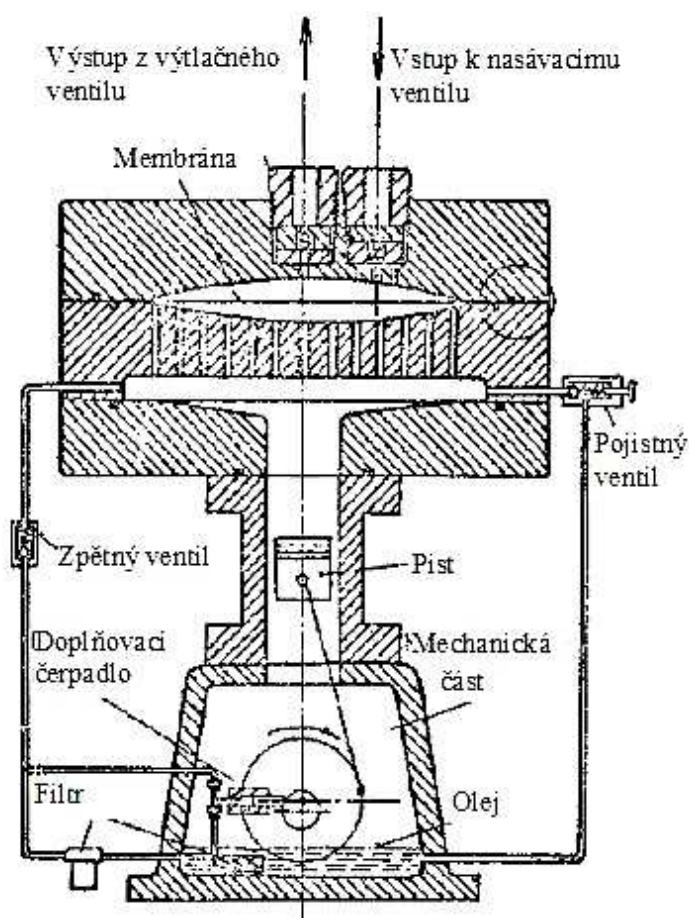
3. Po dokončení zdvihu membrány 2 do krajní polohy přesměruje vzduchový ventil opět vzduch na zadní stranu membrány 1 a tím opakuje celý cyklus. Jakmile čerpadlo dosáhne svého původního startovacího bodu, každá z membrán prošla jedním nasátím nebo jedním výtlakem. To tvoří jeden kompletní cyklus. Před úplným zaplněním čerpadla médiem může docházet k vibracím.

Další výhody vyplývající z tohoto jednoduchého čerpacího principu jsou: samonasávání, možnost chodu na sucho, objemová přesnost, pulsace není taková jako u pístových čerpadel, bezpečnost v rizikových prostředích - vzduchový pohon nezpůsobuje jiskření, zachování neporušenosti produktu, snadné a rychlé čištění, jednoduchá údržba s nízkými náklady.

Nevýhodou těchto membránových čerpadel řízených vzduchem je, že se dají použít jen pro nižší tlaky (1 MPa – vzduch). Kruhové membrány jsou náchylnější na poškození v ohybech membrány narozdíl od válcových, které se používají u pístových čerpadel.

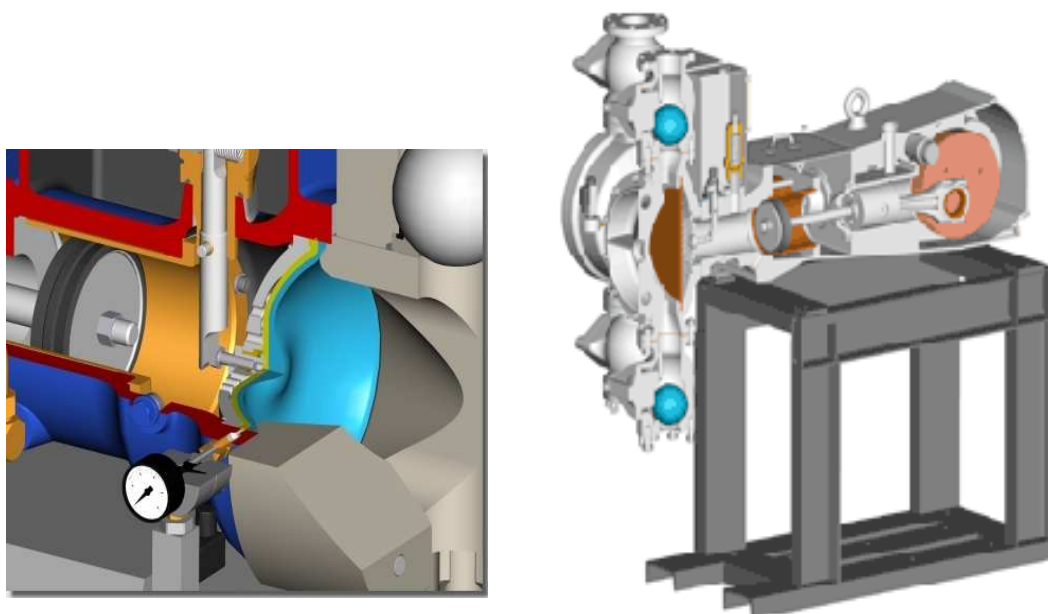
1.1.2 Čerpadla pro tlaky nad 1,5 MPa

Dalším typem vysokotlakého membránového čerpadla je plungerové čerpadlo. V tomto čerpadle pohyb membrány realizuje hydraulickou kapalinou – olejem. Toto čerpadlo má nevýhodu malého úniku tlakové kapaliny, a proto musí být kapalina doplňována přes doplňovací čerpadlo. Obvod tlakové kapaliny musí být opatřen pojistným ventilem pro případ poruchy (přetlakování), a také vypouštěcím ventilem. Dále čerpadlo musí být vybaveno odvzdušňovacím ventilem, protože z tlakové kapaliny (olej) se může uvolňovat plyn. Průřez jednoduchým čerpadlem je na obrázku 1.4.



Obr. 1.4

Dalším typem čerpadla na vysoké tlaky je čerpadlo s dvěma membránami (obrázek 1.5), jednou válcovou a jednou kruhovou, jejichž pohyb je realizován pomocí vibrátoru klikového mechanismu. Toto čerpadlo slouží k čerpání hydraulických směsí a velmi hustých kalů do tlaku 30 MPa. Válcová membrána je na straně čerpaného média a kruhová na straně mechanického vibrátoru. Prostor mezi membránami je vyplněn vodou. Kruhová membrána má zajištěnou vysokou životnost tím, že je z obou stran ve styku s čistou kapalinou. Válcová membrána vyniká odolností proti otěru způsobovanému čerpaným médiem. Vnitřní objem svislé válcové membrány tvoří činný prostor čerpadla a je sedmkrát větší než geometrický objem pístu. Svislý válcový činný prostor je výhodný hydraulicky a provozně, umožňuje dobrý odvod plynné fáze obsažené v čerpané kapalině a snadný průplach čerpadla při ručním nadzdvihnutí ventilů. Odvod uvolněného vzduchu se provádí přes ventil a olej do vibrátoru se doplňuje ze zásobní nádrže.



Obr. 1.5

Přehled typů čerpadel a jejich parametry jsou shrnuty v tabulce č.1.1.

Typ membrány	Materiál membrány	Typ čerpadla	Tlak/ Teplota media
kruhová, válcová	chromová, chromniklová ocel s přísadou titanu nebo tantalu	s pístovým pohonem, spojený s membránou	do 400 MPa/ -70 až +200 °C
kruhová, válcová	chromová, chromniklová ocel s přísadou titanu nebo tantalu	s hydropneumatickým pohonem (multiplikátor tlaku)	do 100 MPa/ -70 až +200 °C
kruhová, válcová	plasty, teflon	s pístovým pohonem, spojený s membránou	do 35 MPa/ -70 až +150 °C
kruhová, válcová	plasty, teflon pryže a její směsi,	s hydropneumatickým pohonem (multiplikátor tlaku)	do 35 MPa/ -70 až +150 °C, -30 až +70 °C
kruhová, válcová	pryže a její směsi	s pneumatickým pohonem	do 1,5 MPa/ -30 až +70 °C

Tab. 1.1

1.1.3 Použití membránových čerpadel:

Chemický průmysl:

přesun kyselin, alkálií, lihu, rozpouštědel a citlivých výrobků, jako například latex, emulze a chemické odpady

Povrchové úpravy:

na přepravu chemických látek ze skladovacích nádrží, chemikálie pro moření, galvanizace včetně odstranění odpadních látek

Vodárenství:

pro čerpání vody, vzorků, silných kyselin a zásad, flokulačních činidel, kalů

Papírenský průmysl:

přečerpávání lepidla, křemičitanu sodného, barviv, oxidů titanu, chemikálií na bělení, odpadních vod

Potravinářský a kosmetický průmysl:

pro přenos potravin jako jsou polévky, smetana, sirup, mléko, jogurt, čokoláda, krém, lepidlo, parfémy, zubní pasty

Strojírenství:

manipulace s ropou, maziva, chladicí kapaliny, čisticí prostředky a čisticí rozpouštědla, odpadní chemikálie

Polygraf. průmysl:

čerpání vody, barvy, tiskařských barev, laků, lepidel a rozpouštědel

Farmaceutický a biotechnologický průmysl:

přenos materiálů biologicky a chemicky aktivních díky hygienicky nepropustná membráně

Automobilový průmysl:

na čerpání paliv, olejů apod.

2. Hlavní parametry čerpadla

Na základě informací, které jsem získal z dostupných zdrojů jsem se rozhodl provést návrh membránového čerpadla s pneumatickým pohonem. Čerpadlo se bude skládat ze dvou komor. V každé bude membrána, která svým prohýbáním bude čerpat kapalinu. Průhyb membrány bude omezen konstrukcí komory čerpadla. Obě membrány budou propojeny spojovací pístnicí pro jejich synchronizaci průhybu. Na jedné straně membrány bude čerpaná kapalina a na druhé plyn dodávaný z pneumatického pohonu.

Membránové čerpadlo se dvěma membránami, které se doporučuje na pracovní tlak do 1,5 MPa, není konstrukčně složité. Navíc má technické řešení dvou membrán na společné spojovací pístnici dvě výhody. Namáhání membrán je rozloženo do celé jejich plochy a nedochází k naklánění membrány jako při klikovém pohonu. Plyn přiváděný do čerpadla vykoná práci na membránách. Celkový systém membránového čerpadla s pneupohonem je jednodušší než u hydraulického pohonu. Nemusí zde být odvzdušňovací ani tlakové ventily.

2.1 Návrh rozměrů membrány

Požadované parametry čerpadla dle zadání diplomové práce jsou:

Pracovní tlak čerpadla: $p = 1 \text{ MPa}$

Maximální průtok čerpadla: $Q = 15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Základní vztah pro výpočet objemu čerpané kapaliny membránového čerpadla se dvěma membránami je:

$$Q = V \cdot 2n \cdot \eta; V = \frac{Q}{2 \cdot n \cdot \eta} \quad (2.1)$$

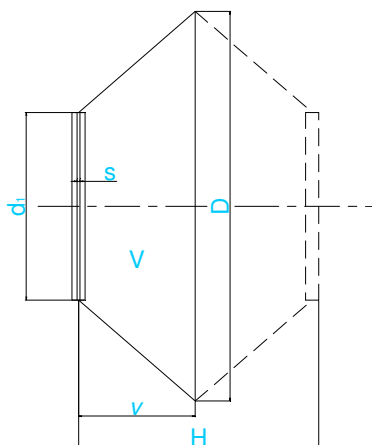
kde V je objem kapaliny vytlačený membránou při jednom zdvihu, číslo 2 je pro dvě komory, n je počet zdvihů čerpadla, η účinnost čerpadla.

Membránová čerpadla dosahují účinnosti až 97%, volím $\eta = 95\%$, počet zdvihů čerpadla na obdobné parametry je 100 až 140 $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$, protože počtem zdvihů budu regulovat objem čerpané kapaliny, volím $n = 120 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

Čerpadlo bude konstruováno ze dvou komor, každá bude mít tvar dvou na sobě navazujících kruhových komolých kuželů rozdělených membránou (obrázek 2.1). Vztah pro výpočet objemu V kapaliny, který se musí vytlačit z jedné poloviny komory čerpadla, se vyjádří ze vzorce 2.1:

$$V = \frac{Q}{60 \cdot 2 \cdot n \cdot \eta \cdot 2}$$

$$V = \frac{15}{60 \cdot 2 \cdot 120 \cdot 0,95 \cdot 2} = \underline{\underline{0,5482 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}}$$



Obr. 2.1

2.1.1. Návrh průměru membrány

Dále provedu výpočet průměru D membrány ze vzorce pro objem jedné poloviny komory membrány, to je objem kruhového komolého kužele:

$$V = \frac{\pi}{12} \cdot v \cdot (D^2 + D \cdot d_1 + d_1^2) \quad (2.2)$$

kde v je výška kužele, to je polovina výšky zdvihu H čerpadla, která se volí v rozmezí $H = (0,25-0,35) D$, volím $H = 0,25 \cdot D \Rightarrow v = 0,125 D$, d_1 je průměr opěrného disku, který se volí v rozmezí $d_1 = (0,6-0,8) D$, volím $d_1 = 0,6 \cdot D$.

Dosadím do vzorce 2.2 a počítám D :

$$V = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{D}{8} \cdot \left[D^2 + D \cdot D \cdot \frac{3}{5} + \left(D \cdot \frac{3}{5} \right)^2 \right]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{V \cdot 2400}{\pi \cdot 49}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,5482 \cdot 10^{-3} \cdot 2400}{\pi \cdot 49}} = \underline{0,204 \text{ m}} \approx \underline{\underline{0,2 \text{ m}}}$$

2.1.2 Návrh zdvihu čerpadla

Následně spočítám výšku v kužele ze vzorce 2.2, volím $d_1 = 0,12 \text{ m}$, pak:

$$V = \frac{\pi}{12} \cdot v \cdot (D^2 + D \cdot d_1 + d_1^2)$$

$$v = \frac{12 \cdot V}{\pi \cdot (D^2 + D \cdot d_1 + d_1^2)}$$

$$v = \frac{12 \cdot 0,5482 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0,2^2 + 0,2 \cdot 0,12 + 0,12^2)} = \underline{0,0267 \text{ m}}$$

$$zdvih \ H = 2 \cdot v = 2 \cdot 0,0267 = \underline{0,0534 \text{ m}} \approx \underline{\underline{0,054 \text{ m}}}$$

2.1.3 Návrh tloušťky membrány

Tloušťka membrány se vypočítá ze vzorce:

$$s = 0,175 \cdot \frac{p_1 \cdot D \cdot (1 - a^2)}{\tau} \quad (2.3)$$

kde s je tloušťka membrány, p_1 je požadovaný tlak média (přetlak), τ je přípustné smykové namáhání membrány, a je poměr d_1/D .

Aby čerpadlo dávalo požadovaný pracovní tlak $p = 1 \text{ MPa}$, je potřeba tlak vyvozený membránou navýšit o tlakové ztráty na zpětných kulových ventilech čerpadla a o ztráty ve vedení čerpadla. Odhaduji navýšení tlaku na membráně o cca 15%,

pak $p_1 = 1,15 \text{ MPa}$. Smykové napětí τ se volí v rozmezí $2,2 - 3 \text{ MPa}$, volím $\tau = 3 \text{ MPa}$.

Po dosazení do vzorce 2.3 spočítám tloušťku membrány:

$$s = 0,175 \cdot \frac{p_1 \cdot D \cdot (1 - a^2)}{\tau}$$

$$s = 0,175 \cdot \frac{1,15 \cdot 0,2 \cdot (1 - 0,6^2)}{3} = \underline{0,0086 \text{ m}} \approx \underline{\underline{0,009 \text{ m}}}$$

2.1.4 Kontrola navržených rozměrů membrány

Z teorie pevnosti a pružnosti pro rovnoměrně zatížené tenkostěnné membrány, kdy se zanedbává vliv ohybových napětí na membránu a uvažuje se jen s vlivem tahového napětí, se maximální tahové napětí membrány spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{max} = 0,432 \cdot \sqrt[3]{\frac{E \cdot p^2 \cdot r^2}{s}} \quad (2.4)$$

kde r je poloměr membrány, p je požadovaný tlak média (přetlak), s je tloušťka membrány E je modul pružnosti v tahu pro membránu, volím $E = 10 \text{ MPa}$.

Po předběžném návrhu membrány mi vyšly její parametry:

průměr $D = 200 \text{ mm}$

tloušťka $s = 9 \text{ mm}$

Dosadím do vzorce 2.4 a provedu kontrolní výpočet:

$$\sigma_{max} = 0,432 \cdot \sqrt[3]{\frac{E \cdot p_1^2 \cdot r^2}{s}}$$

$$\sigma_{max} = 0,432 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 10^6 \cdot (1,15 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,1^2}{0,009}} = \underline{\underline{1,06 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{max D} \Rightarrow 1,06 \leq 40 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tento vzorec pro kontrolu maximálního tahového napětí se dá použít i pro membrány z pevnějších materiálů. Můj návrh je membrána z NBR pryže, a proto vyšlo takové malé tahové napětí σ_{max} . Membrána vyhovuje kontrolnímu výpočtu.

3. Výpočet hlavních rozměrů pneumatického pohonu čerpadla a spotřebu vzduchu

Pomocí základních vzorců pro výpočet obsahu komolého kuželu a zadaných parametrů čerpadla vypočítám hlavní parametry pneumatického pohonu. Vzorce pro výpočet jsou:

$$\begin{aligned} S &= \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} + \frac{\pi}{2} (D + d) \cdot l \\ l &= \sqrt{\left(\frac{D - d}{2}\right)^2 + v^2} \\ V &= \frac{\pi}{12} \cdot v \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \end{aligned} \quad (2.5)$$

Hlavními parametry pneumatického pohonu jsou tlak a objem pracovního vzduchu. Největší potřebný pracovní tlak vzduchu bude v době, kdy čerpadlo vytlačuje kapalinu o určitém tlaku. Proti síle vzduchu, která se spočítá součinem tlaku vzduchu a plochy, na kterou bude vzduch působit, bude působit síla vyvolaná tlakem kapaliny na membránu, síla vzniklá deformačním odporem membrány a síla vzniklá odpory tření těsnících prvků pneupohonu.

3.1 Výpočet pracovního tlaku pneupohonu

3.1.1 Výpočet ploch membrány

Nejprve provedu výpočet plochy membrány S_l pro nulový zdvih $v = 0 \text{ mm}$:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = \underline{0,031416 \text{ m}^2}$$

Plocha S_2 membrány při maximálním zdvihu $v = 0,0275 \text{ m}$ se spočítá:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + \frac{\pi}{2} (D + d_1) \cdot l$$

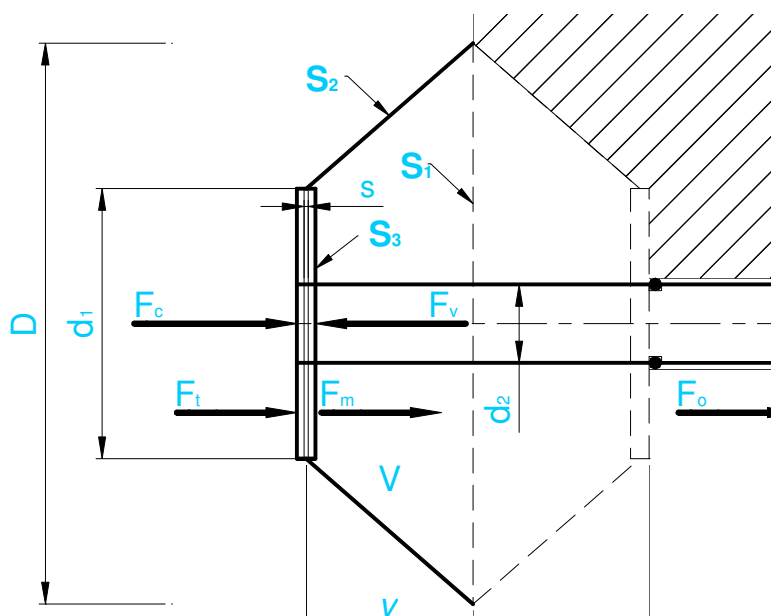
$$S_2 = \frac{\pi \cdot 0,12^2}{4} + \frac{\pi}{2} (0,2 + 0,12) \cdot 0,04854 = \underline{0,035719 \text{ m}^2}$$

$$l = \sqrt{\left(\frac{D - d_1}{2}\right)^2 + v^2}$$

$$l = \sqrt{\left(\frac{0,2 - 0,12}{2}\right)^2 + 0,0275^2} = \underline{0,04854 \text{ m}}$$

Dále provedu výpočet plochy na straně membrány, kde bude pracovní plyn. Tato plocha je stejná jako plocha při maximálním zdvihu čerpadla, ale zmenšená o plochu pístnice. Průměr pístnice d_2 volím 40 mm. Plocha S_3 se pak spočítá:

$$S_3 = 0,037519 - \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = \underline{0,03626 \text{ m}^2}$$



Obr. 3.1

3.1.2 Výpočet pracovního tlaku pneupohonu

Nyní můžu přistoupit k výpočtům, které povedou ke zjištění hlavního parametru pneupohonu a to pracovnímu tlaku. Pracovní tlak p_p pneupohonu musí být dostatečně velký, aby při působení na plochu membrány S_3 vytvořil dostatečně velkou sílu F_v k překonání síly vytvořené působením tlakové kapaliny na plochu membrány z opačné strany - F_t , překonání síly vzniklé z odporu proti průhybu dvou pryžových membrán - F_m a síly vzniklé jako odpory těsnících prvků na pístnici - F_o .

Výpočet tlakové síly na membránu od kapaliny:

$$F_t = S_2 \cdot p_1$$
$$F_t = 0,035719 \cdot 1,15 \cdot 10^6 = \underline{41077 \text{ N}}$$

Výpočet odporové síly od průhybu membrány:

$$F_m = S_2 \cdot p_m$$
$$F_m = 0,035719 \cdot 61060 = \underline{2181 \text{ N}}$$
$$h = 0,662 \cdot r \cdot \sqrt[3]{\frac{p_m \cdot r}{E \cdot s}} \text{ kde } r = \frac{D}{2}$$
$$p_m = \frac{h^3 \cdot E \cdot s}{0,662^3 \cdot r^4} = \frac{0,027^3 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,009}{0,662^3 \cdot 0,1^4} = \underline{61060 \text{ Pa}}$$

Výpočet odporové síly od tření na těsnění pístnice:

$$F_o = F_t \cdot 0,1$$
$$F_o = 41077 \cdot 0,1 = \underline{4108 \text{ N}}$$

Výpočet celkové síly, kterou je potřeba překonat silou vyvozenou pneupohonem:

$$F_c = F_t + 2 \cdot F_m + F_o$$
$$F_c = 41077 + 2 \cdot 2181 + 4108 = \underline{49547 \text{ N}}$$

Výpočet pracovního tlaku pneupohonu:

$$F_c = F_v$$

$$p_p = \frac{F_c}{S_3}$$

$$p_p = \frac{49547}{0,03626} = \underline{\underline{1,366 \text{ MPa}}}$$

Výsledný tlak je přetlak.

3.2 Výpočet spotřeby vzduchu pneupohonu

3.2.1 Výpočet dle rozměrů čerpadla

Na základě vypočtených rozměrů membrány, navržené konstrukce čerpadla a zadaných nebo zvolených pracovních parametrů čerpadla, lze spočítat spotřebu vzduchu pneupohonu. Spotřebu vzduchu lze spočítat dle vzorce 2.1, podle kterého jsem počítal průtok kapaliny čerpadlem. Provede se obdobný výpočet s tím, že geometrický objem pneumatické části pohonu je zmenšený o objem pístnice při každém zdvihu čerpadla. Nejprve provedu výpočet objemu V_{1k} jedné komory dle navržených rozměrů.:

$$V_{1k} = \frac{\pi \cdot H}{12} \cdot (D^2 + D \cdot d_1 + d_1^2)$$

$$V_{1k} = \frac{\pi \cdot 0,54}{12} \cdot (0,2^2 + 0,2 \cdot 0,12 + 0,12^2)$$

$$V_{1k} = \underline{\underline{0,00110835 \text{ m}^3}}$$

Objem komory pneupohonu V_{z1k} bez objemu pístnice se počítá:

$$V_{vz1k} = V_{1k} - V_{pistnice}$$

$$V_{vz1k} = V_{1k} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot H$$

$$V_{vz1k} = 0,00110835 - \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 0,054 = \underline{\underline{0,0010405 \text{ m}^3}}$$

Spotřeba vzduchu pneupohonu se spočítá dle vzorce 2.1. Účinnost pneupohonu se volí v rozmezí 0,9-0,94. Volím $\eta_{vz} = 0,94$, pak Q_{vz} se spočítá:

$$Q_{vz} = V_{vzlk} \cdot 2 \cdot 60 \cdot n \cdot \eta_{vz}$$

$$Q_{vz} = 0,0010405 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 120 \cdot 0,94 = \underline{\underline{14,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}}$$

Dle výpočtů mi vyšly pracovní parametry pneupohonu: $p_p = 1,366 \text{ MPa}$ (přetlak)

$$Q_{vz} = 14,1 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

4. Návrh a výpočet pneumatického obvodu pohonu čerpadla

Návrh pneumatického obvodu pro pneumatický pohon provedu na základě znalostí skladby pneumatických obvodů a výpočtu spotřeby vzduchu pneumatického pohonu. V obvodu se budou vyskytovat převážně klasické katalogové pneumatické prvky. Celý pneumatický obvod bude koncipován tak, aby jej bylo možné umístit na stavěcí desku nebo jako skříňové provedení, které se připojí ke zdroji tlaku a napojí se na zdroj čerpané kapaliny, například nádrž. Provedu návrh pneumatického obvodu a následně spočítám jeho průtokovou propustnost, abych zjistil, zda je obvod navržen správně.

4.1 Návrh prvků obvodu

4.1.1 Zdroj tlakového vzduchu

Jako zdroj tlakového můžu uvažovat místní kompresor stabilní nebo mobilní nebo napojení obvodu pro pneupohon na centrální rozvodnu. V rozvodných sítích podniků bývá nejčastěji vzduch pod tlakem 0,6-0,7 MPa. Objemové kompresory jsou schopny vyvinout tlak až cca 2 MPa. Protože většina klasických katalogových prvků bývá dimenzována na tlak do 1 MPa, budu předpokládat, že tlak vzduchu dodávaný ze zdroje bude 1 MPa. Dalším parametrem, dle kterého se volí zdroj tlakového vzduchu, je požadovaný objemový průtok vzduchu. U kompresorů se nazývá také výkonost kompresoru.

4.1.2 Hadice a šroubení

Hadice, šroubení, redukce a vsuvky jsou prvky, které slouží k vedení tlakového vzduchu obvodem mezi jednotlivými prvky. Návrh těchto prvků se provádí dvěma způsoby. Jeden ze způsobů je výpočet průměru hadice nebo potrubí dle vzorce pro proudění vzduchu nebo se přihlíží k obvodu jako celku, a pak se jednotlivé prvky navrhují dle objemové propustnosti. Rychlost proudícího vzduchu se pohybuje od 5 do 40 $m.s^{-1}$ dle funkce rozvodu. Budu navrhovat jednotlivé hadice a příslušná šroubení dle objemové propustnosti, protože budu provádět kontrolu celého obvodu výpočtem na objemovou propustnost.

4.1.3 Prvky pro řízení průtoku a tlaku tlakového vzduchu

Mezi tyto prvky, které se v obvodu budou vyskytovat patří hlavní rozvaděč 3/2 ručně ovládaný s aretací, který bude sloužit k otevření přívodu vzduchu do obvodu, redukční ventil za hlavním šoupátkem, který bude zajišťovat ustálený tlak přívodního vzduchu a řídicí rozvaděč pro řízení přívodu vzduchu do jednotlivých komor čerpadla 5/2 s elektropneumatickým ovládáním. Na čerpadle budou umístěny snímače polohy, které budou sloužit ke spínání relé a kontaktů, přes které budou ovládány elektromagnety rozvaděče.

4.1.4 Prvky pro úpravu tlakového vzduchu

Tyto prvky upravují vzduch tak, že dochází ke změnám jeho parametrů nebo jeho kvality. Mezi tyto prvky patří maznice, filtry, odlučovače, případně jejich kombinace a multiplikátory. V mém obvodu budu počítat s filtrem za zdrojem tlakového vzduchu a vzhledem k tomu, že tlak vzduchu ze zdroje bude 1 MPa a já potřebuji tlak pracovního vzduchu pneupohonu 1,466 MPa (abs), bude v obvodu zařazen i multiplikátor.

Dalším prvkem v obvodu bude 10 l nádrž na tlakový vzduch umístěna mezi multiplikátorem a řídicím rozvaděčem. Tato nádrž bude sloužit k případnému vyrovnávání průtoku vzduchu při jeho poklesu.

Kompletní diagram celého pneumatického obvodu je zakreslen na výkrese jako samostatná příloha č.1.

4.2 Výpočet obvodu

Jedním z parametrů pneumatického obvodu je objemový průtok. Protože průtok stlačeného vzduchu je ve skutečnosti v pneumatickém obvodu spotřebováván a odvádí se při výfuku zpět do ovzduší, používá se také název spotřeba vzduchu. Spotřeba vzduchu je závislá na teplotě a tlaku, a proto se přepočítává na tzv. normální (normovaný) stav označovaný jako Q_{Nn} . To je množství vzduchu, které při normálním atmosferickém tlaku 100 kPa a normální teplotě 293 K (20°C) vyplňuje objem 1 m³.

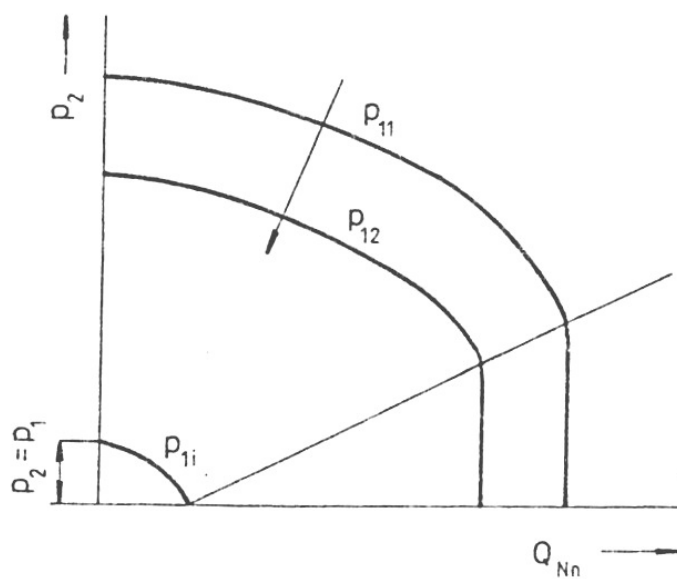
U pneumatických prvků je v katalogích uváděn jmenovitý průtok Q_{Nn} nebo průtokový součinitel K_v . Podle těchto dvou parametrů se volí prvky do pneumatického systému. Tyto parametry nelze exaktně vypočítat z důvodu vysoké stlačitelnosti vzduchu a tepelné a tlakové závislosti jeho měrné hmotnosti a složitosti průtokových kanálů v pneumatickém prvku. Tyto dva parametry se určují experimentálně na měřící trati, která se sestavuje dle norem.

Smyslem výpočtu je zjistit průtokovou propustnost pneumatického obvodu, který mezi zdrojem tlakového vzduchu a pneupohonem obsahuje další pneumatické prvky. Tyto prvky mohou být v obvodu řazeny sériově, paralelně nebo sérioparalelně. Při výpočtu se využívají podklady a hodnoty jednotlivých prvků, které jsou uváděny v katalogích výrobců jako jmenovitý průtok Q_N , přepočtený na normálový Q_{Nn} nebo průtokový součinitel K_v či C_v . Pro vzájemný převod těchto hodnot se používá převodní tabulka (obr. 4.1) nebo normogramy (obr. 4.3).

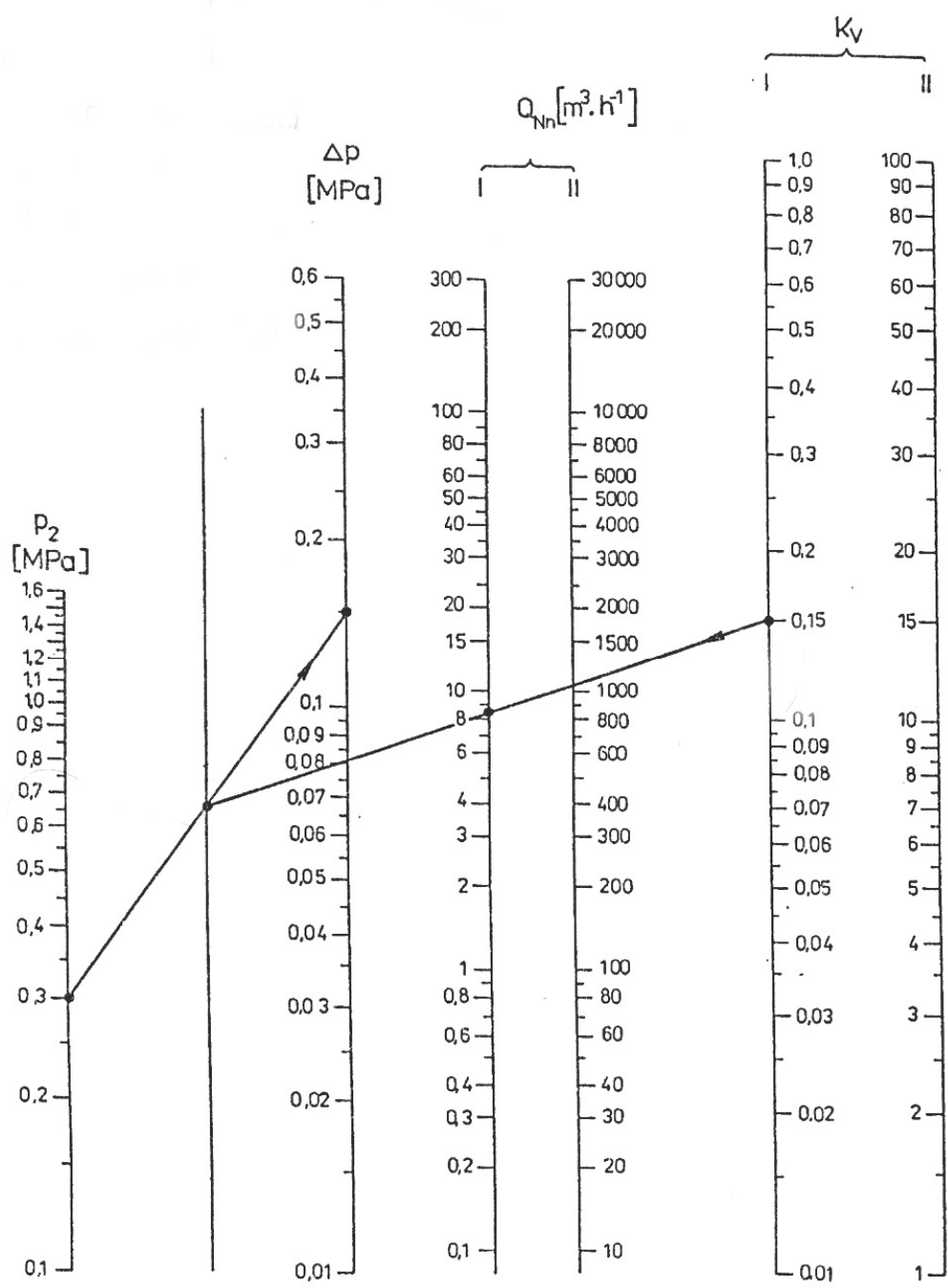
Výrobci u některých prvků uvádí průtokový diagram (obr. 4.2), ve kterém je znázorněna závislost normálového jmenovitého průtoku Q_{Nn} na vstupním a výstupním tlaku. Při nulovém průtoku je vstupní a výstupní tlak stejný. Se zvětšováním průtoku přes řídicí prvek klesá výstupní tlak podle křivky odpovídající hodnotě vstupního. Do bodu, kdy je poměr mezi výstupním a vstupním tlakem větší než hodnota 0,53, se jedná o podkritické proudění. V opačném případě jde o nadkritické proudění, při kterém se již Q_{Nn} nemění.

Q_{Nn} ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	K_v ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	C_v ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
10	0,009	0,010
50	0,045	0,051
80	0,072	0,081
100	0,091	0,102
120	0,109	0,122
150	0,136	0,152
180	0,163	0,183
200	0,182	0,203
250	0,227	0,254
300	0,273	0,305
330	0,300	0,335
400	0,364	0,407
450	0,409	0,457
500	0,455	0,508
550	0,500	0,558
600	0,545	0,609
650	0,591	0,660
700	0,636	0,711
750	0,682	0,762
800	0,727	0,813

Obr. 4.1 Část převodní tabulky



Obr. 4.2 Průtokový diagram



Obr. 4.3 Normogram

4.2.1 Přepočet spotřeby vzduchu pneupohonu na normálový průtok

Přepočet spotřeby vzduchu se provádí podle vzorce:

$$Q_{Nn} = Q \cdot \frac{p_a}{p_n} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad (4.1)$$

kde za p_a se dosazuje pracovní tlak v absolutní hodnotě, to znamená, že se k němu přičte atmosferický tlak $p_{at} = 0,1 \text{ MPa}$. Hodnota normálového tlaku p_n je $0,1 \text{ MPa}$. Při výpočtech se ve většině případů, pokud to není nutné jinak, uvažuje teplota okolí T_1 stejná jako normální teplota T_N ($20^\circ\text{C} \sim 293 \text{ K}$), pak se jejich poměr ve vzorci rovná 1. Za tohoto předpokladu, když dosadím vlastní parametry, bude mít vzorec pro výpočet tvar:

$$Q_{Nnvz} = Q_{vz} \cdot \frac{(p_p + p_{at})}{p_n}$$
$$Q_{Nnvz} = Q_{vz} \cdot \frac{(1,366 + 0,1)}{0,1} = 14,1 \cdot 14,66 = \underline{\underline{206,706 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \approx 3445 \text{ Nl} \cdot \text{min}^{-1}}}$$

4.2.2 Metodika výpočtu

Průtok pneumatickým obvodem lze řešit metodou ekvivalentního (náhradního) průtoku Q_{Nne} nebo ekvivalentního součinitele průtoku K_{ve} . V mém případě budu počítat metodou ekvivalentního průtoku. Pro sériové řazení prvků, tzn. zapojení prvků následně za sebou, se ekvivalentní průtok spočítá dle vzorce:

$$Q_{Nne} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{a=1}^i \frac{1}{Q_{Nni}^2}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{Q_{Nn1}^2} + \frac{1}{Q_{Nn2}^2} + \frac{1}{Q_{Nn3}^2} + \dots + \frac{1}{Q_{Nni}^2}}} \quad (4.2)$$

Pro paralelní řazení prvků, tzn. prvky jsou řazeny vedle sebe a podmínkou je současný průchod vzduchu, se ekvivalentní průtok spočítá dle vzorce:

$$Q_{Nne} = \sum_{a=1}^i Q_{Nn} = Q_{Nn1}^2 + Q_{Nn2}^2 + Q_{Nn3}^2 + \dots + Q_{Nni}^2 \quad (4.3)$$

Takto vypočtený ekvivalentní průtok pneumatickým obvodem se porovnává s potřebným průtokem pneupohonu. Pokud je splněna podmínka $Q_{Nne} \geq Q_{Nnvz}$, pak jsou prvky obvodu navrženy správně.

4.2.3 Postup výpočtu obvodu

Z důvodu výpočtu spotřeby vzduchu obvodu výše zmíněnou metodou, kde většina prvků systému je řazena sériově, musím jednotlivé prvky navrhovat předimenzované. Pro výpočet rozdělím obvod na tři hlavní části.

První část obvodu tvoří prvky bistabilní 5/2 rozvaděč s kovovým šoupátkem ovládaným pneumoelektricky, 10 l vzdušník, hadice a šroubení mezi těmito prvky a hadice a šroubení mezi rozvaděčem a pneupohonem. Všechny tyto prvky jsou řazeny sériově. Dále sem patří také šroubení a hadice, které vedou od vzdušníku ke dvěma multiplikátorům. Tato část je řazena paralelně. Požadovaný objemový průtok Q_{Nnvz} je $3445 \text{ } \text{Nl} \cdot \text{min}^{-1}$.

Do druhé části obvodu patří dva paralelně řazené multiplikátory, které považuji za zdroj tlakového vzduchu pro první část obvodu. Multiplikátory tlaku slouží k navýšení tlaku na dvojnásobek vstupního tlaku. Princip funkce je takový, že vzduch přivedený do dvou komor multiplikátoru vytlačuje vzduch z jedné komory dále do obvodu. Všechny komory jsou stejné (stejně plochy pístů), tím dojde k navýšení tlaku na dvojnásobek. Z tohoto principu také vyplývá, že do multiplikátoru se musí přivést dvojnásobné množství vzduchu, než kolik je potřeba v obvodu za multiplikátorem. Multiplikátor mívá vlastní spotřebu vzduchu 10-20%. Počítám s vlastní spotřebou 10% výstupního objemového toku. Potřebný objemový průtok Q_{Nnvz} za multiplikátorem je cca $3445 \text{ } \text{Nl} \cdot \text{min}^{-1}$ a potřebný objemový průtok Q_{Nnvz} před multiplikátorem je pak cca $7235 \text{ } \text{Nl} \cdot \text{min}^{-1}$.

Do třetí části obvodu patří redukční ventil, bistabilní ručně ovládaný 3/2 rozvaděč s aretací polohy, který slouží jako uzavírací rozvaděč přívodu vzduchu do obvodu, dále pak filtr na přívodu vzduchu a šroubení a hadice mezi jednotlivými prvky od zdroje

tlakového vzduchu až po multiplikátor. V této třetí části jsou některé hadice řazeny paralelně, jinak jsou prvky řazeny sériově. Celkové schéma obvodu je v příloze č.1. Potřebný objemový průtok Q_{Nvz} je cca 7235 Nl.min^{-1} .

4.2.4 Tabulkové zpracování výpočtu

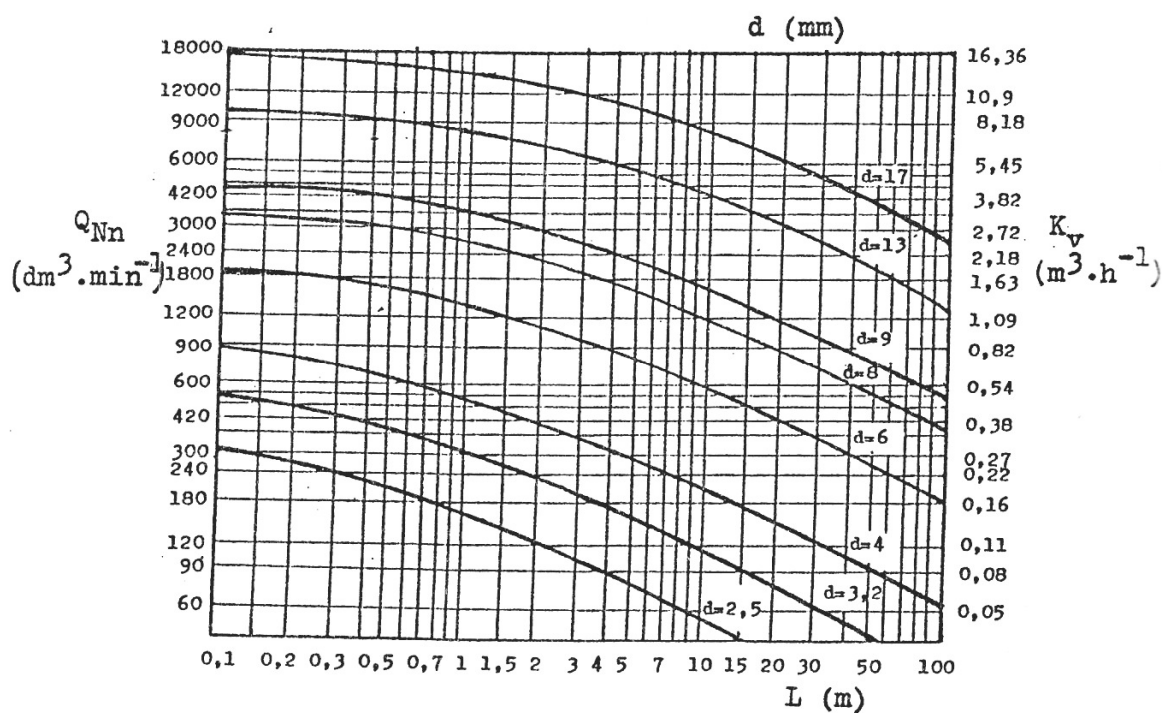
Navrhl jsem tedy prvky dle hodnot objemového průtoku prvkem, které jsem našel v katalogových listech výrobců jednotlivých prvků nebo případně z jiných zdrojů. Menší hodnoty objemového průtoku měly všechny prvky mimo šroubení a hadic. Snažil jsem se, aby obvod byl také tvořen co nejmenším počtem použitých prvků. Protože je v obvodu větší počet prvků a následné výpočty dle vzorců 4.2 a 4.3 by byly rozsáhlé, zpracoval jsem navržené prvky a výpočty tabulkově pomocí programu Excel. Takto zpracované výsledky jsou v samostatné příloze č.2.

4.2.5 Vysvětlivky a přehled výsledků výpočtů

Souhrnná tabulka je rozdělena do tří částí, které jsou uvedeny výše v textu. Dále se tabulka dělí na sloupce, kde jsou uváděny popisy prvků a vypočtené hodnoty.

V prvním sloupci je stručný popis navrženého prvku. Prvky jsou řazeny tak, jak jdou za sebou směrem od pneupohonu. Ve druhém sloupci jsou uvedeny připojovací rozměry jednotlivých prvků, případně délky hadic. Ve třetím sloupci jsou uvedeny objemové průtoky Q_{Nn} navržených prvků, které jsou uvedeny v katalozích výrobců. U hadic jsem čerpal z obrázku č.4.4. U přímého šroubení jsem bral v úvahu menší hodnotu objemového průtoku, u T-kusů jsem bral v úvahu větší (celkovou) hodnotu objemového průtoku, hodnoty jsem čerpal z tabulky č.4.2. Ve čtvrtém sloupci je uvedena požadovaná hodnota objemového průtoku Q_{Nn} . V pátém sloupci je uváděn tlak pracovního vzduchu v prvcích. V šestém sloupci jsou uvedeni výrobci prvků.

Od sedmého sloupce jsou už uváděny částečné výpočty. Jsou to části vzorců 4.2 a 4.3. Někde bylo potřeba nejprve provést výpočet pro sériové zapojení, následně výpočet paralelního řazení a nakonec opět sériového řazení. V posledním sloupci jsou uvedeny konečné hodnoty ekvivalentního průtoku.



Obr. 4.4 Výpočtový diagram

Jmenovitá světlost		K_v	Q_{Nn}
d (mm)	d (")	(m ³ .h ⁻¹)	(dm ³ .min ⁻¹)
2	G 1/8	0,21	230
2,5	G 1/4	0,33	367
4	G 1/8	0,85	940
6	G 1/4	1,92	2100
8	G 1/4	3,45	3700
10	G 3/8	5,33	5850
12	G 1/2	7,67	8440
16	G 1/2	13,63	14960
20	G 3/4	21,32	24500
20	G 1	>21,32	>24500

Tab. 4.2 Součinitel průtoku K_v a jmenovitý průtok Q_{Nn} pro přímé šroubení

4.2.6 Přehled výsledků výpočtů

Pro první část obvodu vyšla hodnota ekvivalentního průtoku $Q_{Nne} = 3490 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$, požadovaný Q_{Nnvz} pro první část obvodu je $3445 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$. To znamená, že prvky byly správně navrženy a do pneumotoru se od multiplikátorů dostane dostatečné množství vzduchu pro požadovanou funkci pneupohonu potažmo celého čerpadla.

Druhá část se skládala jen ze dvou paralelně řazených multiplikátorů uvažovaných jako zdroj tlakového vzduchu. Multiplikátor v sobě obsahuje redukční ventil, který redukuje vstupní tlak 1 MPa na $1,46 \text{ MPa}$ při výstupní hodnotě objemového průtoku $1850 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$. Výsledný ekvivalentní průtok Q_{Nne} pro sériově řazené multiplikátory vyšel $3700 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$. Požadovaný Q_{Nnvz} pro druhou část obvodu je $3445 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$. To znamená, že multiplikátory byly správně navrženy.

Pro třetí část obvodu je požadovaný $Q_{Nnvzz} = 7235 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$. Tato hodnota už je pro klasické pneumatické prvky hodně vysoká. Třetí část obvodu také obsahuje nejvíce prvků, proto jsem provedl dva výpočty ekvivalentního objemového průtoku. V prvním výpočtu jsem uvažoval třetí část obvodu tak, jak je ve schématu v příloze č.1, tzn. včetně filtru za připojením na zdroj tlakového vzduchu (kompresor, rozvodná síť). Výsledný ekvivalentní průtok mi vyšel $Q_{Nne} \sim 5435 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$. Což znamená, že dále do obvodu by se dostalo menší než potřebné množství vzduchu. A proto jsem zkusil z obvodu vyřadit filtr včetně dvou vsuvek pro připojení filtru. Výsledný Q_{Nne} pak vyšel $7417 \text{ } \text{Nl.min}^{-1}$, který už je dostatečný pro správnou funkci obvodu.

4.3 Návrh elektropneumatického obvodu rozvaděče

Realizace zdvihů membránového čerpadla bude provedena střídavým přiváděním vzduchu do komor pneupohonu. Tuto funkci bude zastávat řídící rozvaděč 5/2 s elektropneumatickým ovládáním. Na čerpadle budou umístěny dva indukční snímače polohy. Po sepnutí tlačítka start se začne plnit jedna z komor čerpadla a tím dojde ke zdvihu a vychýlení pístnice do krajní polohy, kde bude snímač polohy (S1 nebo S2), který bude vysílat signál do spínacího relé (K1 nebo K2). Toto relé sepne kontakt (K1 nebo K2), který dá signál elektromagnetu (Y1 nebo Y2). Elektromagnet pak přestaví šoupátko do příslušné polohy. Schéma elektropneumatického obvodu a liniového diagramu je v příloze č.3.

5. Projekt čerpadla s pneumatickým pohonem

Projekt čerpadla jsem zpracoval na základě výpočtů rozměrů pneupohonu. Jako vzor jsem použil vysokotlaké membránové čerpadlo AH40 firmy Almatec. Princip práce membránového čerpadla je uveden v kapitole 1.1.1. Čerpadlo se skládá z pěti částí pospojovaných svorníkovými šrouby. Jednu část tvoří válcový díl s pneupohonem, na něj se z každé strany připojují dvě části, ve kterých jsou jednosměrné ventily pro přívod a odvod kapaliny do komor čerpadla a část vedení pro kapalinu. Další dvě části slouží k přívodu a odvodu kapaliny do nebo z čerpadla, na které se připojuje hydraulický obvod. Provedl jsem v konstrukci některé úpravy, které byly nutné k tomu, aby čerpadlo pracovalo na požadovaných parametrech. Čerpadlo je konstruováno bez multiplikátoru, který je v obvodu zařazen jako samostatný prvek. Na pístnici jsem umístil magnetický kroužek, jehož polohu budou snímat dva indukční snímače. Pohyb pístnice bude v koncových bodech zpomalen dorazy. Výkres čerpadla je v příloze č.4.

6. Závěr

Seznámil jsem se s problematikou vysokotlakých membránových čerpadel, vypracoval jsem přehled jednotlivých typů membránových čerpadel a ve stručnosti popsal jejich funkci a parametry, kterých lze u dané konstrukce dosáhnout. Na základě těchto zjištění jsem zvolil typ dvoukomorového membránového čerpadla pro další zpracování. Provedl jsem návrh pracovních částí čerpadla (rozměry membrány, průhyb membrány, velikost pístnice), spočítal potřebný tlak pneupohonu tak, aby čerpadlo pracovalo na požadovaných parametrech. Při těchto výpočtech bylo důležité zvolit rozměry tak, aby byl ideální poměr mezi spotřebou vzduchu a tlakem vzduchu v pneupohonu. Tlak vzduchu v pneupohonu mi vyšel $1,466 \text{ MPa}$ (abs) a spotřeba vzduchu 3445 NL.min^{-1} . Obě tyto hodnoty byly celkem vysoké pro návrh pneumatického obvodu. Když jsem porovnával parametry mého čerpadla s parametry vysokotlakých membránových čerpadel s pneupohonem některých výrobců, zjistil jsem, že žádné z čerpadel by nedosahovalo požadovaných parametrů. Došel jsem k závěru, který mi potvrdil výrobce čerpadel, že abych dosáhl těchto parametrů, musím osamostatnit čerpadlo a multiplikátor.

Při návrhu pneumatického obvodu, kdy jsem používal standardní katalogové prvky, se vyskytl problém s velkým objemovým průtokem vzduchu před multiplikátorem. Hodnota 7235 NL.min^{-1} byla velice vysoká. Při výpočtu mi dokonce vyšel výsledek,

že navržený obvod není schopen tuto hodnotu objemového průtoku propustit. Proto jsem obvod upravil tak, že jsem odstranil standardní filtr na přívodu tlakového vzduchu, a poté už byl obvod schopen požadovaný vzduch do obvodu dodat. Další možností by bylo navrhnout do obvodu velký průmyslový filtr, ale to by nesplňovalo můj původní záměr, aby všechny prvky navrženého obvodu bylo možno upevnit na jednu desku nebo případně udělat skříňové provedení obvodu. Na základě vypracování celé diplomové práce usuzuji, že pokud by bylo potřeba čerpadlo na dané parametry, bylo by lepší zvolit jinou konstrukci čerpadla a to bez pneupohonu.

Diplomovou práci lze považovat za souhrn problematiky výpočtů pneupohonu membránových čerpadel a dala by se využít jako podklad pro návrh jiného čerpadla. Práce neřeší hydraulickou část čerpadla nebo případný navazující hydraulický obvod.

7. Použita literatura

- [1] MELICHAR, J.;BRADA, K. *Hydraulické stroje. Konstrukce a provoz.* Praha:: vydavatelství ČVUT 2002. 377 str. ISBN 80-01-02657-4
- [2] BLÁHA, J.; BRADA, K. *Průručka čerpací techniky.* Praha: vydavatelství ČVUT, 1997. , 290 str. ISBN 80-01-01626-9
- [3] BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje.* Praha: vydavatelství SNTL, 1992. 745 str. ISBN 80-03-00665-1
- [4] MELICHAR, J.; BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací technik.* Praha: vydavatelství ČVUT, 2007. 265 str. 80-01-03719-5
- [5] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy.*, Ostrava: Skripta VŠV-TUO, 1996. 259 str. ISBN 80-7078-306-0
- [6] LIŠKA, A. *Technika stlačeného vzduchu.* Praha: vydavatelství SNTL, 1988. 330 str. ISBN 80-01-01947-0
- [7] CHLUMSKÝ, V.; LIŠKA, A. *Kompresory.* Praha: vydavatelství SNTL, 1982. 189 str.
- [8] TIMOŠENKO, S.P. *Pružnost a pevnost II.* Praha : SNTL Praha, 1955. 254 str.
- [9] BRADA, K., HAVLÍNEK, P. *Čerpadla ve vodním hospodářství.* Brno : NOEL 2000, Brno 2004, 296 s. ISBN 80-86020-43-6.
- [10] [Http://www.smc.cz/](http://www.smc.cz/) [online]. 2011 [cit. 2011-10-10]. SMC. Dostupné z WWW: <<http://www.smc.cz/>>.
- [11] [Www.festo.cz](http://www.festo.cz) [online]. 2011 [cit. 2011-10-10]. Festo. Dostupné z WWW: <www.festo.cz>.

- [12] *Http://www.bia-verder.cz/* [online]. 2011 [cit. 2011-10-10]. Bia Verder. Dostupné z WWW: <<http://bia-verder.cz>>.
- [13] *Http://www.parker.com* [online]. 2011 [cit. 2011-10-10]. Parker. Dostupné z WWW: <<http://www.parker.com>>.
- [14] *Http://www.ingstuksa.cz/* [online]. 2011 [cit. 2011-10-10]. Štuksa. Dostupné z WWW: <<http://www.ingstuksa.cz/>>.
- [15] *Http://www.gms-most.cz* [online]. 2011 [cit. 2011-10-10]. Aerotec. Dostupné z WWW: <<http://www.gms-most.cz>>.

Seznam příloh

Příloha č.1 Schéma pneumatického obvodu

Příloha č.2 Tabulka výpočtů propustnosti pneumatického obvodu

Příloha č.3 Elektropneumatické ovládání

Příloha č.4 Projekt čerpadla

Příloha č.5 Katalogové listy navržených prvků obvodu (CD)